

УДК 621.9.06 -229.33

Ю.М. Данильченко, докт. техн. наук, проф.
НТУУ «КПІ імені Ігоря Сікорського», Україна

МОДЕЛЮВАННЯ ПРУЖНИХ ДЕФОРМАЦІЙ СИСТЕМИ «ШПИНДЕЛЬНИЙ ВУЗОЛ» ІЗ ВИКОРИСТАННЯМ МЕТОДУ ПЕРЕХІДНИХ МАТРИЦЬ

Yu. Danylchenko, Dr., Prof.

SIMULATION OF “SPINDLE UNIT” SYSTEM ELASTIC DEFORMATIONS USING TRANSFER MATRICES METHOD

Точність обробки на металорізальних верстатах визначається взаємним положенням інструмента і заготовки в процесі різання і в першу чергу залежить від величини їх пружних зміщень. Тому питання, пов'язані з визначенням пружних зміщень інструмента і заготовки в зоні різання, зокрема і шляхом їх моделювання, є актуальними.

На даний час в пружно-деформаційних моделях шпиндельних вузлів враховують наявність шпинделя на опорах, корпусу та закріпленого в шпинделі інструменту (заготовки). Для побудови таких моделей найчастіше використовують метод скінченних елементів (МСЕ). Використання МСЕ дозволяє отримати найбільш точні результати моделювання статичних і динамічних характеристик пружної системи «шпиндельний вузол», але процедура створення таких моделей характеризується значною складністю і трудомісткістю.

Серед інших способів опису пружної системи шпиндельного вузла слід відмітити використання методу початкових параметрів в матричному формулюванні, більш відомого як метод перехідних матриць (МПМ). В основі цього методу лежить розв'язок задачі про власні згинальні коливання балкового елемента постійного перетину з рівномірно розподіленою масою. Основною перевагою МПМ порівняно з МСЕ є простота розрахункової моделі при забезпеченні достатньо високої точності обчислення.

Найпростіша розрахункова модель шпиндельного вузла, складена з використанням МПМ, являє собою пружну ступінчасту балку, встановлену на нерухомій основі на пружно-дисипативних опорах. Ця модель використовується для обчислення як динамічних, так і статичних характеристик шпиндельного вузла.

Використання МПМ для обчислення динамічних характеристик шпиндельного вузла як пружної системи, що складається з декількох взаємопов'язаних підсистем, передбачає проведення декомпозиції (рис.1,а) і розв'язок системи рівнянь сумісності деформацій в точках відокремлення підсистем. В результаті розв'язку цієї системи рівнянь визначаються реакції відкинутих зв'язків. Потім, для характерних точок підсистем складаються канонічні рівняння методу сил. За результатом розв'язку цих рівнянь (з урахуванням значень реакцій відкинутих зв'язків) визначаються переміщення в характерних точках підсистем. За значеннями цих переміщень обчислюються частотні характеристики системи, форми коливань підсистем на власних частотах і пружні лінії підсистем при дії на систему зовнішнього навантаження. Для складання рівнянь рівноваги в точках відокремлення підсистем використовується метод динамічних податливостей. Гармонічні коефіцієнти впливу, що входять в рівняння рівноваги визначаються окремо для кожної з підсистем із використанням МПМ. Тут необхідно зауважити, що при проведенні декомпозиції за вище описаною методикою, перехідні матриці відокремлених підсистем в динаміці і статиці мають різну форму. Так в статиці ці матриці мають верхньотрикутну форму, що виключає можливість їх

використання для обчислення статичних коефіцієнтів податливості підсистем, а, відповідно, і проведення статичного розрахунку загалом.

Таким чином, метод декомпозиції пружної системи «шпиндельний вузол», прийнятий для обчислення динамічних характеристик, не може використовуватись для обчислення статичних характеристик. Але така можливість з'являється при представленні всіх підсистем у вигляді балок, пружно закріплених на нерухомій основі.

Це можливо забезпечити при декомпозиції пружної системи «шпиндельний вузол» з застосуванням змішаного методу обчислення статично невизначених стержневих систем. Для цього в точках відокремлення підсистем до однієї з підсистем прикладаються реакції відкинутих зв'язків, а в іншу підсистему вводяться додаткові зв'язки, до яких прикладаються додаткові переміщення (рис.1,б).

Дієвість запропонованого методу декомпозиції перевірено на прикладі моделювання статичних і динамічних характеристик шліфувальної головки із закріпленою в шпинделі оправкою.

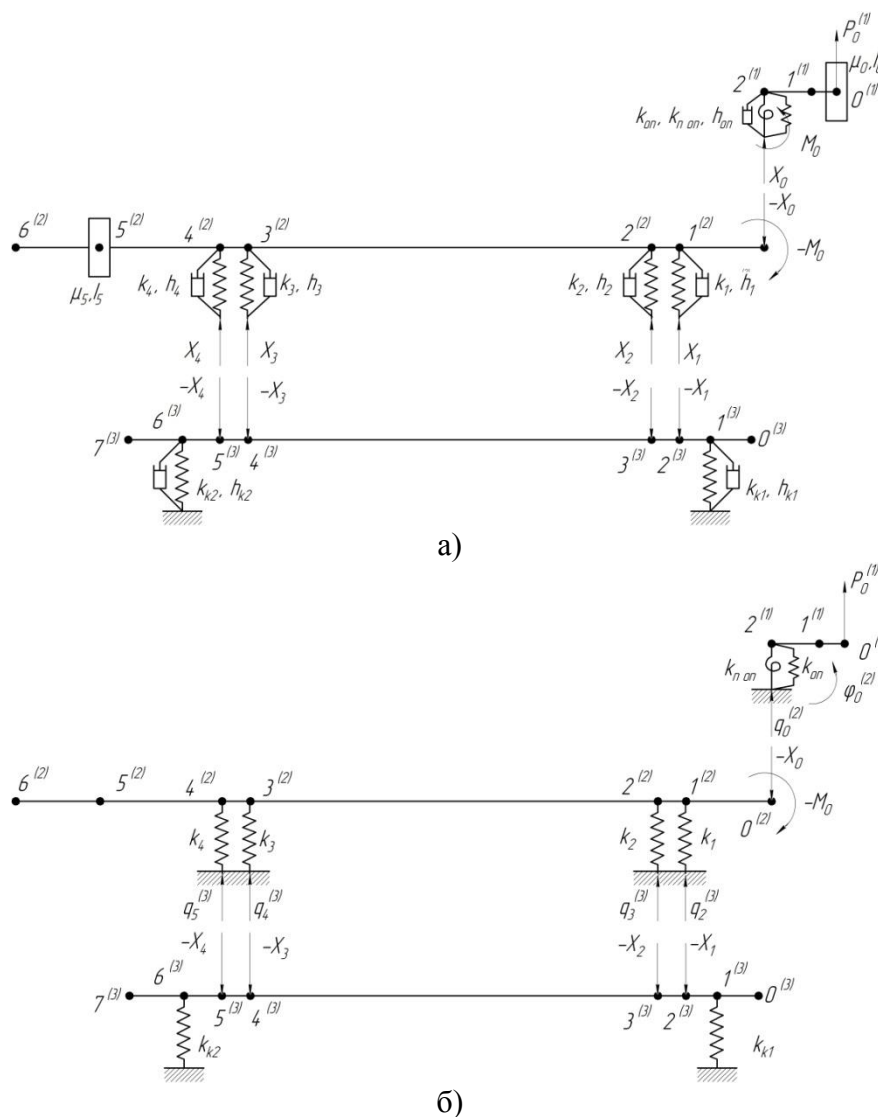


Рис. 1 – Схема декомпозиції пружної системи шпиндельний вузол: а) для обчислення динамічних характеристик; б) для обчислення статичних характеристик